№ 7. Warszawa, 25 lipca 1933 r. Rok XI.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI OD 18 DO 20 i ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Dr. Inż. H. VORKAUF.

KOCIOŁ I TURBINA W JEDNYM ZESPOLE.

Artykuł niniejszy jest wolnem tłomaczeniem niemieckiego rękopisu, łaskawie nam nadesłanego przez p. dr. inż. H. Vorkaufa z Berlina.

Doświadczenia nad budową kotłów wykazały, że do wytwarzania pary o wysokiem ciśnieniu nie potrzebna jest jakaś specjalna metoda, a poszukiwanie nowych dróg w tej dziedzinie będzie uzasadnione wtedy, jeżeli da się osiągnąć niższe koszta instalacji, oszczędniejszy ruch i większą sprawność.

Ze wzrostem wydajności wiąże się mechanizacja instalacji kotłowej. Istnieje naturalnie jakieś ekonomiczne optimum między energją napędową wszystkich urządzeń związanych z kotłem i kosztami ich nabycia.

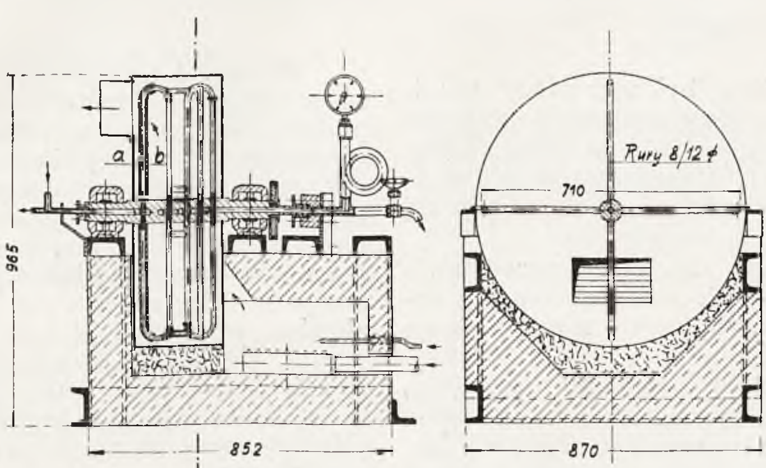
Bardzo znaczne zmniejszenie kapitału zakładowego można uzyskać przez połączenie zespołów związanych z kotłem w jedną całość.

Można to osiągnąć przez budowę kotła łącznie z silnikiem, skutkiem czego stają się zbędne wszystkie urządzenia pomocnicze.

Poniżej przedstawiono działanie kotła parowego opartego na zasadzie szybkiego wirowania wody, oraz konstrukcję takiego kotła i turbiny, jako jednego agregatu.

Jeżeli wytwarzanie pary odbywać się będzie w systemie wirującym, to podwyższenie ciśnienia można osiągnąć przez działanie sił odśrodkowych przy odpowiedniem doprowadzeniu wody i pary, a pompa zasilająca wtedy staje się zbędną.

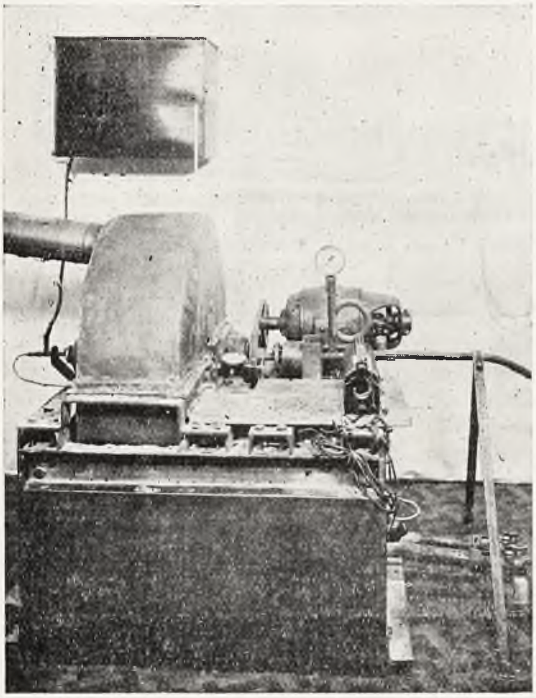
Jeśli np. będziemy ogrzewać kątowe ramię wirującego systemu rurowego, złożonego z rur w kształcie litery *U* (rys. 1), to pod wpływem różnicy działania słupa wody w rurach *a* i pary, względnie mieszaniny pary i wody w rurach *b*, powstanie nadciśnienie, które da się obliczyć na podstawie liczby obrotów, średnicy rur i różnicy ciężarów wła-



Rys. 1

ściwych wirujących słupów czynnika w rurach *a* i *b*.

Wzrost ciśnienia został zbadany na modelu próbnym, którego szkic przedstawiono na rys. 1. Składał się on z obracających się rur, ułożonych w formie krzyża; wodę doprowadzano do wydrążonego wału, skąd siłą odśrodkową wyrzucana była do rur izolowanych pierwszego ramienia. Rury te są izolowane, aby zapobiec tworzeniu się w nich pary i dopiero w następnych wytwarza się para, odprowadzana z wydrążonego wału przez dławnicę.



Rys. 2

System wirujący był ogrzewany palnikiem gazowym, a gazy spalinowe wskutek wirowania rur wciągane były w osłonę i wypychane nazewnątrz. Napędzano zespół elektromotorem, a nadciśnienie odprowadzonej pary odczytywano na manometrze.

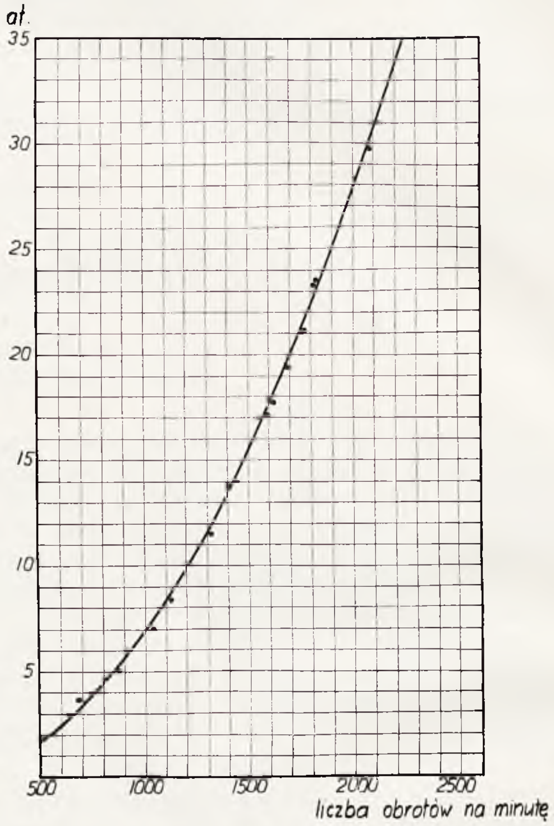
Całość próbnego urządzenia przedstawia rys. 2, gdzie jak widać, woda do modelu dopływała przez gumową rurkę z ustawionego wyżej naczynia.

Mając średnicę segmentu rurowego (700 *mm*) i różnicę ciężarów właściwych w rurach doprowadzających wodę i wytwarzających parę (1000 kg/m^3), można obliczyć wzrost ciśnienia w zależności od ilości obrotów, rys. 3.

Badania przeprowadzone potwierdziły obliczenia (punkty pomiarowe wykreślono na wykresie) i na tym prostym modelu osiągano ciśnienie pary powyżej 30 *atn* przy 2200 obr./min.

Aby doprowadzić wodę przy zasilaniu kotła do żądanego ciśnienia, nie potrzeba tutaj żadnej energji z zewnątrz i wejście wody do zespołu następuje wyłącznie wskutek wytwarzania się pary.

Jeżeli można otrzymać parę przegrzaną w wirującym kotle, można też będzie zbudować kocioł łącznie z turbiną w jednym zespole.



Rys. 3

Na rys. 4 przedstawiony jest projekt takiego agregatu. Sposób działania jest następujący. Woda doprowadzana jest przez wał wydrążony z prawej strony zespołu i wchodzi do rur podgrzewacza *a*, w których siłą odśrodkową zostaje odrzucona, i rozdzielając się z rur *b* na rury *c*, jest już pod ciśnieniem. W rurach *b* i *c* wytwarza się para, powstaje więc różnica siły żywej wirujących słupów w rurach *a* i *c*, która powoduje wzrost ciśnienia. Przy przyjętej ilości wody w rurach *c* i przy 3000 obr/min i średnicy zewn. 1130 *mm* (szybkość obwodowa 160 *m*/sek), ciśnienie pary w zbiorczych rurach *d* wyniesie 120 *atn*.

Para ta przepływa następnie przez przegrzewacz *e*, przez izolowaną rurę w wydrążonym wale *f*, do wirującej dyszy turbiny czołowej *g*, gdzie rozpręża się do żądanego przeciwciśnienia; dalej przeprowadzana jest przez rury *h* międzystopniowego przegrzewacza, który obejmuje palenisko; po wyjściu

z niego może być doprowadzona do niskoprężnej turbiny, lub też użyta do innego celu.

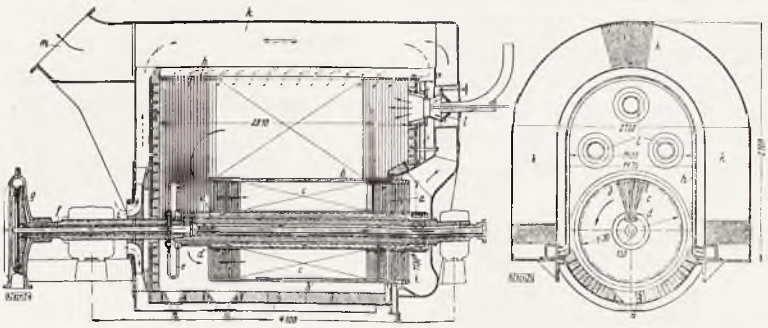
Agregat ten powinien przy 85% sprawności odparować 18 t/godz. i przy rozprężaniu się pary ze 120 *atn* i 380 °C do 25 *atn* powinien wytworzyć w czołowej turbinie 850 *kW.* Do napędu kotła łącznie z doprowadzeniem powietrza i pokonaniem oporów wirowania pow. ogrzewalnej, potrzeba około 200 *kW*, więc efektywnie pozostanie ok. 650 *kW.*

W międzystopniowym przegrzewaczu para o 25 *atn* będzie przegrzana do 450 °C. Trudności, jakie występują przy tem w instalacjach normalnych, są tutaj usunięte w bardzo prosty sposób.

więc całkowita energja pomocnicza będzie mimo to mniejsza, niż przy kotłach normalnych o tem samem ciśnieniu, nawet przyjmując wyższe ciśnienie sprężania powietrza.

Przebieg gazów w kotle w/g rys. 4 jest taki sam, jak w modelu próbnym. Gorące gazy zostają wessane do wirnika; dzięki ich szybkości obwodowej wzrasta ciśnienie wypychające te gazy nazewnątrz przez króciec *m.*

Sprawność urządzenia do przepływu gazów spalinowych nie ma w tym wypadku żadnego znaczenia, ponieważ energja użyta efektywnie do przepływu gazów idzie na poprawienie przejścia ciepła, w przeciwieństwie do kotłów normalnych, gdzie tylko w najlep-



Rys. 4

Liczba obrotów	3000 w *mm*
Wydajność pary	18 *t/h*
Ciśnienie pary przed dyszą turbiny .	120 *atn*
Temperatura pary	380°C
Wylotowe ciśnienie pary	25 *at*
Temperatura pary w przegrzewaczu	450°C
Moc na sprzęgle	500—600 *kW*

Pow. ogrzewalna: 66 m^2, przegrzewacza wysokiego ciśnienia 2 m^2. Pow. przegrzewacza właściwego 35 m^2.

a — rury doprowadzające wodę
b — rury łącznikowe na obwodzie
c — rury wyparowalne
d — przewód zbiorczy parowy
e — przegrzewacz wysokoprężny
f — czołowy przewód zbiorczy
g — turbina czołowa
h — właściwy przegrzewacz
i — przewietrznik
k — podgrzewacz powietrza
l — palnik
m — króćce dla gazów odlotowych
n — lej dla popiołu.

Ponieważ woda zasilająca w tym kotle odparowuje całkowicie, koniecznem jest użycie do zasilania wody zupełnie czystej. Obieg wody musi być również możliwie bez strat, wobec jednak braku połączeń armatury i przewodów rurowych, warunki ku temu są sprzyjające.

Na próbnym modelu były przeprowadzone pomiary przejścia ciepła przez powierzchnię ogrzewalną. Przy 1500 — 1600 *obr/min* otrzymano 250 Kal/m^2 na godz., i można się spodziewać, że przy większej szybkości liczba ta jeszcze wzrośnie. Zatem wielkość wirującej powierzch wynosić będzie $^1/_5$—$^1/_6$ pow. ogrzewalnej normalnego kotła.

Tak bardzo podwyższony przepływ ciepła wymagać będzie większej pracy na pokonanie oporów wirowania, która wyniesie ~ 2% całkowitej enerji wytworzonej. Przy tem urządzeniu jednak zbędna jest pompa zasilająca,

szym wypadku efektywna praca ciągu ssącego idzie na podwyższenie przejścia ciepła i na zwiększenie odparowania. Ponieważ wentylatory posiadają około 60% sprawności, traci się więc 40% zużywanej energji.

Zastosowanie wentylatora, którym jest sam wirujący kocioł, daje dobry przepływ powietrza i gazów spalinowych, a podgrzewacz powietrza może być umieszczony w płaszczu paleniska, wobec czego odpadają wszystkie przewody powietrzne.

Cząstki popiołu są w tym kotle odrzucane przez wirującą pow. ogrzewalną. Jak widać z rys. 4 właściwy kocioł-wirnik jest na zewnętrzym obwodzie zamknięty osłoną, utworzoną z rur i tylko w miejscu wejścia gazów jest on otwarty na obwodzie. Tędy właśnie wydostaje się popiół, wpada do lejów, z których usuwany jest pod ciśnieniem.

Ilość gazów spalinowych, potrzebna do wyrzucania popiołu wyniesie tylko 2 — 3% całkowitej ilości gazów, a ich nadciśnienie w leju wystarczy do wyrzucenia popiołu nazewnątrz. Oczywiście ciepło, zawarte w tych straconych gazach, może być dalej wyzyskane.

Ponieważ cząstki popiołu, stykające się z pow. ogrzewalną, są jeszcze w stanie miękkim, nie należy się spodziewać zbytniego niszczenia pow. ogrzewalnej.

Badania objętości komór normalnych zwłaszcza przy paleniskach na pył węglowy, wskazują, że nie posiadają one należytego cieplnego obciążenia. Wogóle istnieje dążność do zwiększania tego obciążenia. Daje się to łatwo uskutecznić w opisywanym kotle. Wskutek wirowania następuje dobre zmieszanie paliwa z powietrzem, lepsze będzie spalanie, i trzeba się tu liczyć z obciążeniem paleniska 3.10^6 do 5.10^6 *Kal/m*^{3} i godz., gdy tymczasem w normalnem palenisku przy opalaniu olejem osiągnięto tylko 2.10^6 *Kal/m*^{3} i godz., stwierdzając przytem zupełne spalenie.

Kocioł powinien wirować jeszcze przed rozpaleniem. Rozruch więc jest łatwy jeżeli generator może być puszczony jako motor prądem z sieci, albo jeżeli można doprowadzić parę do niskoprężnej turbiny. W tym ostatnim jednak wypadku należy wyłączyć dopływ wody do kotła, bo zostałaby ona wypchnięta ciśnieniem nazewnątrz.

Wodę można doprowadzić gdy kocioł zacznie wirować, będzie ona wtedy przez wirowanie odrzucana od wału.

Regulowanie dopływu wody zasilającej nie jest potrzebne, woda wpływa sama tylko w takiej ilości, w jakiej odparowała z kotła, zasysanie bowiem wody obywa się wyłącznie wskutek wytwarzania się pary. Urządzenia regulacyjne są więc zbędne, co pozwala osiągnąć znaczną niezawodność ruchu.

Zasilanie takie dostosowane jest szczególnie do kotłów o małej zawartości wody, gdzie regulacja dopływu musi być niezawodna.

Jeżeli kocioł połączony jest z turbiną kondensacyjną, pracującą na oddzielną sieć, potrzebna jest regulacja ilości obrotów agregatu przez ilości spalanego paliwa (podobnie jak w motorze Diesel'a). To rozwiązanie regulacji będzie najprostsze, jeżeli generator pracuje równolegle na sieć, wtedy ustalona jest ilość obrotów całego zespołu. Opalanie w tym wypadku będzie regulowane przeciwciśnieniem pary, przy obniżeniu którego wytwarzać się będzie więcej pary, a więc i mocy.

Kocioł tego systemu o 3000 *obr/min* wymaga oczywiście bardzo starannego wykonania. Konstrukcja, wskazana na rys. 4 przewiduje umieszczenie poszczególnych elementów pow. ogrzewalnej w rowku podłużnym na wale. Masy wirujące nie mogą być zbyt duże, musi być użyty do konstrukcji dobry materjał, elementy wirujące muszą być obrobione i całość, wobec znacznej szybkości ruchu, dobrze wyważona.

Sam wał jest chłodzony i zabezpieczony od naprężeń termicznych.

Przy ciśnieniu 100 — 120 *atn* przed dyszą turbiny, szybkość obwodowa wynosi 160 *m/sek*, jest więc mniejsza, niż stosowana w budowie turbin.

Największe naprężenia, występujące w poszczególnych elementach tego kotła, dochodzą do 11 — 12 *kg/mm*^{2}, które przy temperaturze 350 °C są do opanowania.

Łączna budowa kotła z turbiną daje w porównaniu do budowy oddzielnej znaczne oszczędności. Dla instalacji 18 *t*/godz. pary wynoszą one około 60%. Koszty tego agregatu są nawet mniejsze niż sam kocioł niskoprężny przyczem oprócz 18 *t*/godz pary otrzymuje się jeszcze efektywnie 500 *kW*.

Istnieje możliwość dalszego jeszcze obniżenia kosztów kotła przez zastosowanie masowej fabrykacji, co przy tej konstrukcji jest możliwe.

Uzyskuje się również mniejsze koszty potrzebnego zabudowania, które w porównaniu z instalacją wysokiego ciśnienia z kotłem stromorurkowym wynoszą tu zaledwie 20%.

Agregat ten może być zastosowany w każdem urządzeniu silnikowem, zużywając paliwo stałe, płynne lub pył węglowy. Przy lekkiej łącznej budowie nadaje się również do lokomocji, a więc dla statków, parowozów i t. p.

Inż. T. WRÓBLEWSKI.

TOLERANCJE PRZY POMIARACH KOTŁOWYCH.

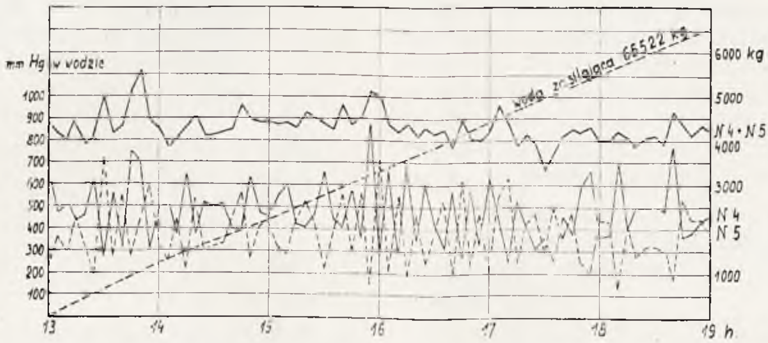
Normy dla odbiorów gwarancyjnych kotłów parowych przewidują 5% tolerancję dla wartości gwarantowanych z wyjątkiem natężenia pow. ogrzewalnej kotła ew. jego wydajności, przyczem ilość wody oznacza się ważeniem lub mierzeniem w cechowanych naczyniach; w dodatku pomiar ma trwać conajmniej 6 godzin. Tolerancja ta ma objąć błędy pomiarowo-odczytowe, popełnione przy badaniu; natomiast nie obejmuje ona wahań warunków gwarancyjnych; dopuszczalne granice wahań warunków, przy których gwaran-

cje powinny jeszcze być dotrzymane, podaje § 36 Norm $\frac{PN}{U-104}$; powyżej i poniżej tych granic należy stosować metody przeliczeń ustalone uprzednio w protokule wstępnym.

Zwiększenie wielkości pojedyńczych kotłów, układ instalacyj, warunki ruchu, nasuwają często trudności przygotowania instalacji do pomiaru przy pomocy zbiorników wzorcowanych czy też wag dla mierzenia ilości wody i coraz częściej powoduje potrzeba stosowania dysz czy też kryz dla pomiaru pary, co jest znacznie dogodniejsze i daje lepszą orjentację w czasie pomiaru o pracy

zaś pomiar wody nie podlega tolerancji". Stąd przez analogję możnaby dojść do wniosku, że przy stosowaniu wzorcowanych dysz dla pomiaru pary przy badaniach odparowalności kotłów należy stosować tolerancję $\pm 10\%$, jako powstałą z sumy tolerancji na błędy odczytowe przyrządów kotłowych + tolerancja dla wzorcowanego paromierza.

Wydane w 1930 r. przez Strömugsmesserausschuss d. V. D. I. „Regeln für Durchflussmessung mit genormten Düsen und Blenden" usuwają konieczność każdorazowego wzorcowania dysz i kryz pomiarowych przez wprowadzenie normalnych dysz i kryz, dla



Rys. 1. Pomiar I. Czas trwania 6,083 godz.

Błąd paromierzy:

$$\left|\frac{(G_4 + G_5) \cdot 6{,}083}{65522} - 1\right| \cdot 100\% = \left|\frac{(5668 + 5156) \cdot 6{,}083}{65622} - 1\right| \cdot 100 =$$

$$= + 0{,}7\%$$

Kocioł Nr. 4: średnie p — 21,1 *ata*; średnie h — 472 *mm*; średnie t — 410C°;

Kocioł Nr. 5: średnie p — 20,8 *ata*, średnie h — 370 *mm*; średnie t — 377°C;

instalacji, zwłaszcza jeśli w ruchu znajduje się zespół kotłów.

Normy $\frac{PN}{U-104}$ pomimo że ogłoszone zostały w październiku 1930 r., nie przewidują stosowania dysz i pozostawiają tą kwestję otwartą do porozumienia stron zainteresowanych.

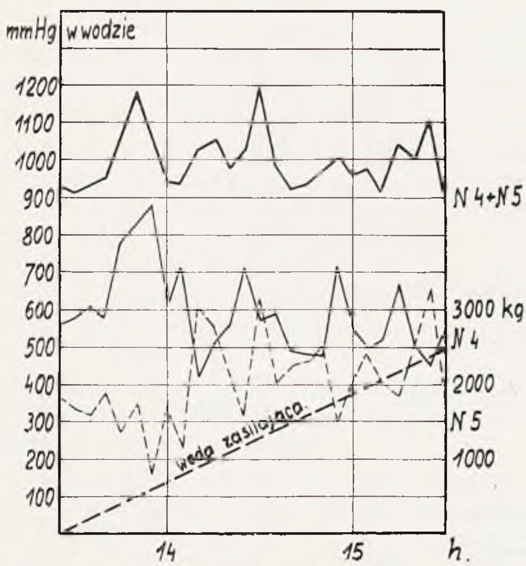
Toż samo dotyczy „Regeln für Abnahmeversuche an Dampfanlagen", wydanych w Niemczech w 1925 r., w części dotyczącej odbiorów kotłów parowych; natomiast w części dotyczącej odbiorów maszyn i turbin parowych spotykamy wzmiankę, że wskazania „wzorcowanych dysz i kryz o małym spadku ciśnienia, zastosowane do mierzenia pary, należy przyjmować z tolerancją w wysokości 5%". (§ 75). Poprzedni paragraf tych przepisów twierdzi pomiędzy innemi, że „jeśli ilość wody jest mierzona, to tolerancja odnośnie wahań ciśnienia i temperatury pozostaje w mocy,

których opracowano spółczynniki na zasadzie doświadczeń; w przedmowie przytem zaznaczono, że normy te mają służyć za podstawę przy pomiarach gwarancyjnych, dokonywanych na zasadzie poprzednio wydanych przepisów.

Normy te wprowadzają tolerancję ze względu na warunki budowy i przepływu, a ponieważ normalne dysze i kryzy, mają być równie dobre jak wzorcowane, stąd możnaby wyciągnąć wniosek, że 5% tolerancja wymagana dla wzorcowanych obowiązuje nadal i dla normalnych kryz. W wyniku tego tolerancja ogólna w razie pomiarów kotła przy pomocy paromierza wyniosłaby $\pm$ 10% $\pm$ tolerancja na warunki budowy i przepływu. Stanęlibyśmy w ten sposób przed pytaniem, czy wogóle warto przeprowadzać pomiar.

Otóż tego rodzaju wniosek należy uznać za błędny.

Normy niemieckie z 1925 r. są już obecnie przestarzałe i w opracowaniu znajdują się normy nowe; dalej należy uważać, że normy o przepływie przez unormowane dysze i kryzy, wydane w 1930 r., jako nowsze, anulują 5% tolerancję wymaganą dla wzorcowanych paromierzy, choć tej kwestji nie poruszają, i wprowadzają zamiast niej tolerancję na warunki budowy i przepływu, która nie przekracza $1^1/_2$ — 2%. Ponadto obowiązuje przy pomiarze kotłowym 5% tolerancja na błędy odczytowo-pomiarowe, która właściwie winna być obniżona ze względu na to że przy paromierzu odpadają naczynia cechowane lub wagi i zbiorniki wody zasilającej. Ogólnie więc biorąc przy pomiarze 6-godzinnym kotła przy pomocy paromierza tolerancja winna być niższa od $\pm [5 + (a \leqslant 2)]$%.



Rys. 2. Pomiar II. Czas trwania 2,033 godz.

Błąd paromierzy:

$$\left[\frac{(5191 + 5460) \cdot 2{,}033}{22500} - 1\right] \cdot 100\% = -3{,}8\%$$

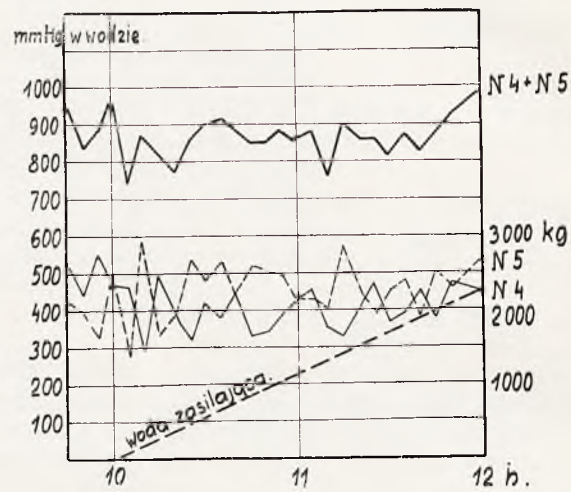
Kocioł Nr. 4: średnie p — 20,6 *ata*; średnie t — 396°C; średnie h — 415 *mm Hg*; G_4 — 5191 *kg*/godz.

Kocioł Nr. 5: średnie p — 20,5 *ata;* średnie t — 380°C; średnie h — 452 *mm Hg*; G_5 — 5460 *kg*/godz.

Poniżej przytoczymy wyniki osiągnięte z dyszami przy pomiarze kotła w jednym z niedawno przeprowadzonych pomiarów. Chodzi nam o wskazanie, że błąd popełniony przez paromierz nie przekracza przewidzianej przez Normy dla dysz z 1930 r. tolerancji max. $\pm$ 2%; *stąd wynika, że w umowach i protokułach wstępnych tolerancja przyznawana przy 6-godzinnym pomiarze kotłowym przy pomocy paromierza nie powinna przekraczać wielkości* $\pm [5 + (a \leqslant 2)]$%, *przyczem „a" winno być obliczone wg. Norm dla dysz z 1930 r.*

Oczywiście na jednym pomiarze opierać się nie można, lecz można go traktować jako materjał informacyjny przy ustalaniu poglądu na kwestję tolerancji w omawianym wypadku.

Otóż pomiar, o którym mówię, nie miał na celu cechowania dysz, jednak pośrednio spełnił i to zadanie. Mianowicie przy pomiarze odparowalności należało utrzymać w ruchu dwa identyczne kotły, pracujące na wspólny rurociąg, pompy zabierały wodę ze wspólnego zbiornika i nie można było rozdzielić zasilania. Wobec tego wyłoniła się konieczność mierzenia rozchodu wody wspólnie na oba kotły i podziału jej proporcjonalnie do wskazań paromierzy, wbudowanych na każdym kotle. Z drugiej strony suma wskazań obu paromierzy, przeliczona wg. Norm dla normowanych dysz, powinna zgadzać się z ilością wody zmierzonej w zbiorniku.



Rys. 3. Pomiar III. Czas trwania 2,133 godz.

Błąd paromierzy:

$$\left[\frac{(6227 + 5135) \cdot 2{,}133}{25000} - 1\right] \cdot 100\% = -3{,}2\%$$

Kocioł Nr. 4: średnie p — 21,0 *ata;* średnie t — 396°C; średnie h — 587 *mm Hg*; G_4 — 6227 *kg*/godz.

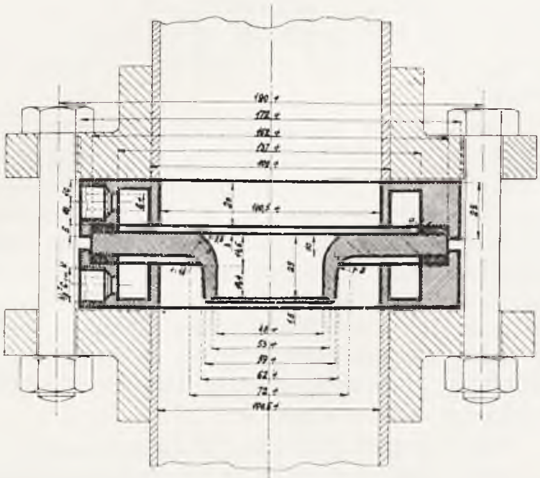
Kocioł Nr. 5: średnie p — 20,6 *ata*; średnie t — 380°C; średnie h — 397 *mm Hg*; G_5 — 5135 *kg*/godz.

Dokonano trzech pomiarów; pierwszy trwał około 6 godzin, dwa pozostałe orjentacyjne po około 2 godziny; te dwa ostatnie przytaczamy dla porównania, że o ile odczyty dokonywane przy pomiarze 6 godzinnym co 5 minut nie pociągają większego błędu, to przy pomiarze krótszym odczyty co 5 minut, przy wahaniach obciążenia, pociągają błędy przekraczające tolerancję przewidzianą dla paromierzy; nie dowodzi to że Normy są złe a tylko, że czas między odczytami został źle obrany.

Rysunki 1, 2, 3 podają wyniki osiągnięte przy pomiarach; krzywa kreskowana odnosi się do jednego kotła, pełna do drugiego: Nr. 4 i Nr. 5 oznaczają numery porządkowe kotłów.

Rys. 4 podaje budowę dyszy.

Jak wynika z rys. 1 przy pomiarze 6 godzinnym suma wskazań obu paromierzy nie zgadza się z ilością wody zmierzonej w zbiornikach 0 + 0,78% a więc < 2%. Wobec tego tolerancja 5% powinna być w tym wypadku zwiększona o tę cyfrę.



Rys. 4

Poprzednio zaznaczyliśmy, że jeden pomiar nie może służyć za podstawę ustalenia wysokości tolerancji; przypomnimy wobec tego doświadczenia I. G. Farbenindustrie[1]), gdzie pracuje około 12000 dysz i kryz i gdzie w ruchu nie dają one błędu większego od 2%; materjał doświadczalny zdobyty w tych zakładach był zużytkowany przy układaniu „Norm dla dysz i kryz z 1930 r.“,

W obliczu materjału doświadczalnego I G, podany nasz jeden przykład cechowania posiada oczywiście znikome znaczenie, jednak dał on nam pobudkę do poruszenia omawianego zagadnienia w celu wyjaśnienia sprawy, która w świetle Norm dotychczasowych wygląda niewyraźnie i może sprawić sporo kłopotu przy zamówieniu kotła.

Poruszę tu jeszcze jedną kwestję. Wykresy wahań słupka rtęci są ciekawe ze względu na obraz pracy grupowej kotłów. Wahania te są dość znaczne i obciążenia przerzucają się z jednego kotła na drugi, zależnie od warunków ruchu; jeśli chodzi o odparowanie kotłów, to krzywa taka miałaby charakter więcej płaski, gdyż ilość odparowanej wody jest proporcjonalna do *kg/h*.

Biorąc średnie godzinowe *kg/h*, czyli odparowanie godzinowe, znajdujemy, że średnie godzinowe obciążenia nie różniły się znacznie między sobą.

Wykresy te w porównaniu z ilością wody zasilającej wskazują wyraźnie, że mierząc ilość wody zasilającej nie mamy pojęcia o rzeczywistej pracy kotłów zwłaszcza pracujących grupowo; praca taka ulega stałym wahaniom.

Inż. A. WICIEJEWSKI.

W SPRAWIE ZAWORÓW BEZPIECZEŃSTWA KOTŁÓW PAROWYCH.

Pięć lat temu sprawa obliczania zaworów bezpieczeństwa była już omawiana na łamach technicznych[2]), obecnie staje się ona znów aktualną w związku z podjętemi pracami Komisji Kotłowej P. K. N. nad opracowaniem projektu przepisów o ustawianiu i używaniu kotłów parowych.

Wypływ pary z zaworu bezpieczeństwa jest przebiegiem bardzo skomplikowanym i dotychczas jeszcze, jako jedyne opublikowane doświadczenia z tej dziedziny mogą służyć badania C. Cariot przeprowadzone w r. 1907[3]).

Zasadniczo, wzory używane do obliczenia zaworów bezpieczeństwa dadzą się wyprowadzić albo z wypływu adjabatycznego, albo z ogólnego przepływu, jak to ma miejsce w dyszach lub kryzach spiętrzających.

Przyjmując, że wypływająca para rozpręża się adjabatycznie:

$$G = f \,.\, 100 \,.\, \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{1}{\varkappa+1}} \sqrt{\frac{2g\,\varkappa}{\varkappa+1} \cdot p_a \,.\, \gamma} \;\; kg/sek \qquad (1)$$

gdzie oznacza:

G — ilość wypływającej pary w *kg/sek*,

f — wolny przekrój wypływu w m^2,

p_a — ciśnienie pary w kotle w *ata*,

k — wykładnik adjabaty,

g — przyśpieszenie ziemskie,

γ — ciężar właściwy pary w kg/m^3 przy ciśnieniu p_a;

---

[1]) V. D. I. 1928 r. Nr. 42 str. 1493.

[2]) *Technika Cieplna* Nr. 10 i 11 r. 1925; *Przegląd Techniczny* Nr. 8 i 10 r. 1927.

[3]) Zeitschrift für Dampfkessel und Maschinenbetrieb Nr. 10 r. 1908.

Wzór ten jest ważny dla:

$$\frac{p_o}{p_a} \leqslant \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}};$$

gdzie p_0 — ciśnienie zewnętrzne w *ata*, wobec $p_0 = 1$. Wzór ten jest ważny dla wszystkich ciśnień $p_a > 1{,}73$ kg/cm^2. Dla pary suchej wg. Zeunera $\varkappa = 1{,}135$, oraz:

$$p^{0,94} = 1{,}7235\ \gamma;$$

albo $$p^{1,94} = 1{,}7235 \, . \, p \, . \, \gamma;$$

więc $$p^{0,97} = 1{,}31 \sqrt{p \, . \, \gamma};$$

Podstawiając w równanie (1) $\varkappa = 1{,}135$:

$$G = 200 \, . \, f \, . \sqrt{p_a \, . \, \gamma}\ kg/sek;$$

albo $$G = \frac{200}{1{,}31} \, . \, f \, . \, p_a{}^{0,97} =$$

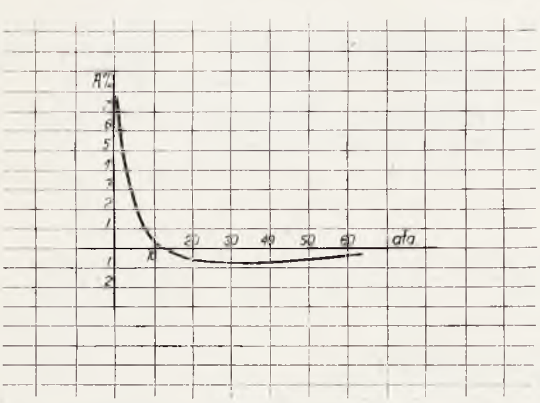
$$= 153 \, . \, f \, . \, p^{0,97}\ kg/sek;$$

Wzór ten wymaga logarytmicznego wyznaczenia $p^{0,97}$, podane jest jednak uproszczenie przez Napier'a:

$$G = 141 \, . \, f \, . \, p_a\ kg/sek;$$

Rys. (1) przedstawia procentową różnicę tego uproszczenia, określoną przy $f = 1$, ze wzoru:

$$A = \frac{(200 \, . \sqrt{p_a \, . \, \gamma} - 141 \, . \, p_a) \, . \, 100}{200 \, . \sqrt{p_a \, . \, \gamma}}\ \%;$$



Rys. 1

Wyrażając G w kg/h i f — w mm^2 otrzymamy:

$$G = 3600 \, . \, \frac{f}{10^6} \, . \, 141 \, . \, p_a = 0{,}5076 \, . \, f \, . \, p_a\ kg/h;$$

Wolny przekrój wypływu w mm^2:

$$f = \pi \, . \, d \, . \, h;$$

gdzie d — średnica prześwitu zaworu w *mm*,
h — skok zaworu w *mm*;

Z doświadczeń C. Cariot wynika, że skok grzybka ustala się samoczynnie zależnie od różnicy między prężnością w kotle, a prężnością, dla której wyznaczono obciążenie zaworu.

Skok więc nie może być dowolnie ustalony, a w wypadku gdy przyrost prężności w kotle nie przekracza granicy 0,1 dozwolonego ciśnienia roboczego, wielkość skoku wynosi 2 ÷ 4 *mm*. Nieznana jest jednak zależność skoku od średnicy zaworu i z doświadczeń tych nie daje się nawet stwierdzić, czy zależność taka wogóle istnieje. Ważne ma to znaczenie przy większej ilości zaworów kiedy obliczenie ich średnic daje dla tych dwóch wypadków różne wyniki.

Przy wyprowadzeniu wzorów przyjęto za C. Cariot, dla zaworów o niepełnym skoku, zależność $h = 0{,}025\ d$, co jest równoznaczne z przyjęciem jako wolny przekrój wypływu 0,1 powierzchni zaworu. Założenie to jednak nie jest poparte żadnemi doświadczeniami, ani uzasadnione teoretycznie.

Uwzględniając $h = 0{,}025\ d$, powierzchnia zaworu będzie:

$$F = \frac{\pi\, d^2}{4} = \frac{G}{0{,}5076 \, . \, 0{,}1 \, . \, p_a} = 19{,}73 \, . \, \frac{G}{p_a} mm^2;$$

Ponieważ $G = N \, . \, H\ kg/h$, gdzie N — odparowanie z 1 m^2 pow. ogrzewalnej w kg/h i H — pow. ogrzewalna kotła; $p_a = p_n + 1$, jeżeli p_n — ciśnienie robocze w atn, otrzymujemy:

$$F = \frac{19{,}73 \, . \, N \, . \, H}{p_n + 1} \sim \frac{20 \, . \, N \, . \, H}{p_n + 1}\ mm^2 \qquad (2)$$

Jest to wzór teoretyczny, nieuwzględniający oporów wypływu i zwężenia strumienia pary.

Wychodząc teraz z określenia wydatku z szybkości wypływu:

$$G = 3600 \, . \, \frac{f}{10^6} \, . \, w \, . \, \gamma \, . \, \mu\ kg/h;$$

gdzie oznacza:

G — ilość przepływającej pary kg/h,
f — wolny przekrój wypływu w mm^2,
w — szybkość wypływu w m/sek,
γ — ciężar właściwy pary w kg/m^3,
μ — spółczynnik wypływu.

Wypływ ten spowodowany różnicą ciśnienia w kotle i zewnętrznego:

$$p - p_0 = \frac{w^2}{2g} \, . \, \gamma\ kg/m^2;$$

ponieważ $p_0 = 1$, oznaczając $p - p_0 = p_n$ w *atn.* otrzymamy:

$$p_n \, . \, 10^4 = \frac{w^2}{2g} \, . \, \gamma \ kg/cm^2;$$

$$w = \sqrt{\frac{2g \, . \, p_n \, . \, 10^4}{\gamma}} \ m/sek.$$

Więc:

$$G = \frac{3600 \, . \, \sqrt{2g} \, . \, 100}{10^6} \, . \, f \, . \, \mu \sqrt{\frac{p_n}{v}} =$$

$$= 1{,}5948 \, . \, f \, . \, \mu \, . \, \sqrt{p_n \, . \, \gamma} \ kg/h \qquad (3)$$

Oznaczając jak poprzednio:

$$f = \pi \, . \, d \, . \, h \ mm^2$$
$$G = N \, . \, H \ kg/h.$$

Dla 1 m^2 powierzchni ogrzewalnej:

$$N = 1{,}5948 \, . \, \pi \, . \, d \, . \, h \, . \, \mu \, . \, \sqrt{p_n \, . \, \gamma} \ kg/h,$$

stąd:

$$d \, . \, h = \frac{N}{5} \, . \, \frac{1}{\mu} \, . \sqrt{\frac{1}{p_n \, . \, \gamma}} \qquad (4)$$

Jest to zasadniczy wzór C. Cariot.

Jeżeli teraz przyjąć $h = 0{,}025 \ d$; $N = 30 \ kg/m^2$ i godz., oraz zgodnie z doświadczeniem C. Cariota $\mu = 0{,}4$, otrzymamy przekrój zaworu:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{30}{1{,}5948 \, . \, 0{,}025 \, . \, 0{,}4 \, . \, 4} \, . \, H \, . \sqrt{\frac{1}{p_n \, . \, \gamma}} =$$

$$= 471{,}4 \, \frac{\sqrt{1000}}{1000} \, . \, H \, . \sqrt{\frac{1000}{p_n \, . \, \gamma}} = 14{,}9 . H . \sqrt{\frac{1000}{p_n \, . \, \gamma}}$$

Czyli ostatecznie

$$F \simeq 15 \, . \, H \, . \sqrt{\frac{1000}{p_n \, . \, \gamma}}; \qquad (5)$$

Wzór ten wyprowadzony jest przy założeniu, że spadek ciśnienia przy rozprężaniu odbywa się przy stałej objętości, co oczywiście odbiega znaczniej od rzeczywistego przebiegu, niż założenie poprzedniego wzoru — spadku adjabatycznego. Odpowiada ono rzeczywistości tylko w tym wypadku, jeżeli różnica między ciśnieniem w kotle, a zewnętrznem ciśnieniem atmosfery jest bardzo mała, jeżeli więc nadciśnienie w kotle ma wartość mniejszą od krytycznej t. j. $p - 1 = 0{,}73 \ kg/cm^2$.

Wzór ten zatem ma słabe podstawy teoretyczne, ale w zastosowaniu praktycznem ma on duże znaczenie przez uwzględnienie w nim spółczynnika wypływu pary.

Nie uwzględniając oporów tarcia i zwężenia strumienia wypływu, mamy więc następujące wzory teoretyczne:

$$G = 200 \, . \, f \, . \, \sqrt{p_n \, . \, \gamma} \ kg/sek. \qquad \text{I}$$

$$G = 443 \, . \, f \, . \, \sqrt{p_n \, . \, \gamma} \ kg/sek. \qquad \text{II}$$

Wzór (I) odpowiada założeniu adjabatycznego spadku ciśnienia, wzór (II) — założeniu, że spadek ciśnienia odbywa się przy stałej objętości pary. Jak widać ze wzoru (II) wypadają wartości G więcej, niż 2 razy większe, niż ze wzoru (I).

Jednak wypływ pary przez zawór nasuwa konieczność uwzględnienia spółczynnika, który musi zrekompensować zachodzące tam warunki, tak bardzo różniące się od teoretycznego ujęcia. Mamy bowiem tutaj między innemi: silne załamanie się strumienia przy przejściu pary z korpusu zaworu nazewnątrz, silne wiry, powodujące nieraz drgania grzybka, wpływ skrzydełek grzybka, brak prowadzenia strumienia, ostre krawędzie i bardzo wąski strumień pary. Musi być zatem wynik rozważania teoretycznego skorygowany i to dość znacznie, jeżeli ma on obrazować przebieg rzeczywisty.

Dla porównania wielkości strat przy przepływie pary może służyć następujące zestawienie:

	spółczynnik wypływu
Dysza Prantla o dobrem prowadzeniu strumienia	0,98
Dysze normalne 1930 r.	0,98 — 1,09
Kryzy normalne 1930 r.	0,6 — 0,8
Dysza turbiny	0,95 — 0,98
Łopatka wirnika turbiny . . .	0,75

C. Cariot doświadczalnie wyznaczył spłóczynnik wypływu ze wzoru (4). Pomiary były robione dla 4 grup zaworów różniących się wykonaniem, dla średnic 30, 40, 50, 60, 70 *mm.* i dla ciśnień od 6 do 13 *atn.*

Porównania wyników między sobą nie da się ściśle przeprowadzić, bo nie znany jest stosunek wolnego przekroju wypływu do całkowitego przekroju zaworu, przy tych bowiem małych średnicach powierzchnia zajmowana przez skrzydełka prowadnikowe grzybka jest już procentowo dość znaczna. Przy stosunkowo dość dużej ilości pomiarów nie można też wyczuć żadnej zależności spółczynnika wypływu od ciśnienia. Przy wyższych ciśnieniach będą większe szybkości wypływu, wzrosną więc straty tarcia — ściśle jednak biorąc, brak jest doświadczeń nad tym spółczynnikiem dla ciśnień wyższych od 13 *atn.*

W Niemczech były przeprowadzone badania nad zachowaniem się zaworów przy większych ciśnienich, jest jednak o tem tylko wzmianka, stwierdzająca, że zawory zachowały się dobrze i przy wyższych ciśnieniach [1]).

Jak już zaznaczono C. Cariot określał spółczynnik wypływu ze wzoru:

$$\mu = \frac{G}{5\ d\,.\,h\,.\sqrt{p_n\,.\,\gamma}};$$

Biorąc jeden z pomiarów, przy którym zmierzono (pomiar trwał 15 min., odczyty robiono co 1 min.):

$$G = 3440\ kg/h,$$
$$h_{sr} = 7{,}4\ mm,$$
$$d = 50\ mm,$$
$$p_{sr} = 6{,}5\ atn,\ \text{więc}\ \gamma = 3{,}833\ kg/m^3$$

otrzymujemy:

$$\mu = \frac{3440}{5\,.\,50\,.\,7{,}4\,.\sqrt{6{,}5\,.\,3{,}833}} = 0{,}373;$$

Jeżeli teraz we wzorze z adjabatycznego spadku ciśnienia uwzględnić spółczynnik wypływu α:

$$G = 0{,}72\,.\,\pi\,.\,d\,.\,h\,.\,\alpha\,.\sqrt{p_a\,.\,\gamma}\ kg/h;$$

to:

$$\alpha = \frac{G}{2{,}261\,.\,d\,.\,h\,.\sqrt{p_a\,.\,\gamma}}$$

A podstawiając te same wyniki pomiaru:

$$\alpha = \frac{3440}{2{,}261\,.\,50\,.\,7{,}4\,.\sqrt{7{,}5\,.\,3{,}833}} = 0{,}767;$$

Więc, przyjętemu średnio przez C. Cariota $\mu = 0{,}4$ odpowiadać będzie spółczynnik wypływu dla wzoru z adjabatycznego rozprężenia $\alpha \simeq 0{,}8$.

[1]) Jaegers — Ulrichs.

Uwzględniając we wzorze (2) na powierzchnię zaworu spółczynnik $\alpha = 0{,}8$:

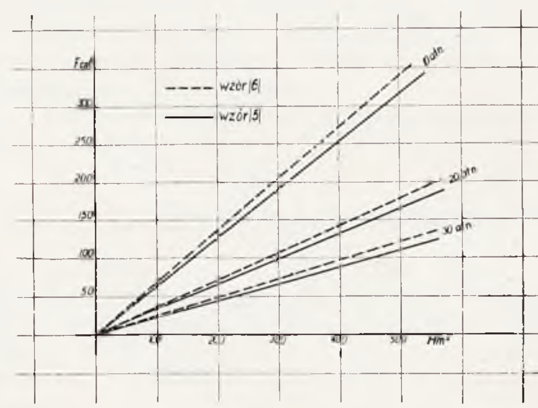
$$F = \frac{20}{0{,}8}\,.\,\frac{N\,.\,H}{p_a} = \frac{25\,.\,N\,.\,H}{p_n + 1}\ mm^2;$$

w którym przyjąwszy $N = 30\ kg/m^2$ i godz:

$$F = \frac{750\,.\,H}{p_n + 1}\ mm^2; \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Jest to wzór dla zaworów bezpieczeństwa, obowiązujący w Szwajcarji.

Wchodzą więc w grę dwa wzory, uwzględniające spółczynnik wypływu: wzór (5), któremu można zarzucić odbiegające znacznie od rzeczywistości samo założenie przebiegu wypływu, co jest poprawione doświadczalnym spółczynnikiem i wzór (6) oparty na założeniu bardziej zbliżonem do rzeczywistości. Oba jednak uwzględniają zależność skoku i średnicy zaworu nie potwierdzoną doświadczalnie, ani też uzasadnioną teoretycznie.



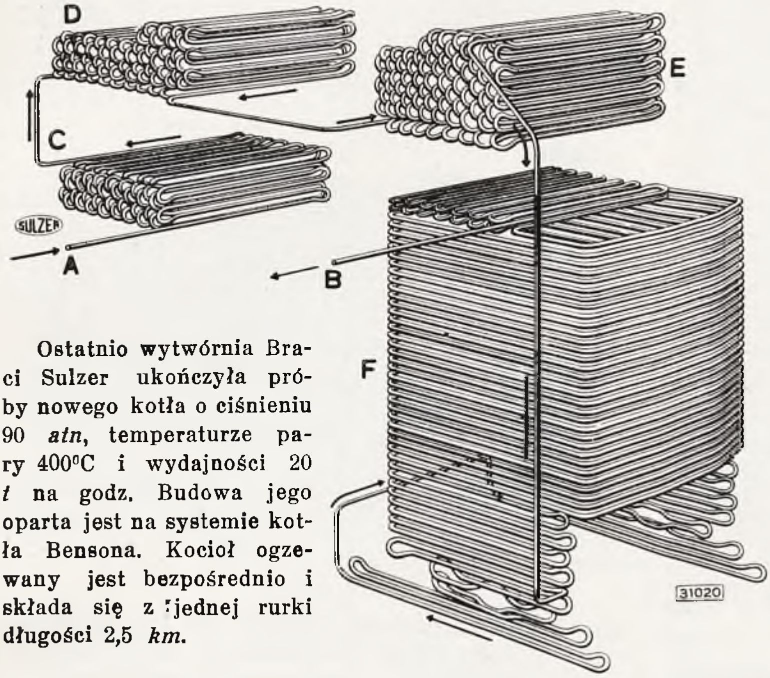
Rys. 2.

Porównanie obliczeniowych wyników dla tych dwóch wzorów, podaje rys. (2), gdzie wykreślono powierzchnie zaworów $F\ cm^2$ dla 10, 20 i 30 *atn* i różnych wielkości powierzchni ogrzewalnej kotłów. Jak widać dwa te wzory dają małe różnice obliczanych powierzchni. Ogólnie więc, wobec trudności teoretycznego ujęcia wypływu pary z zaworu bezpieczeństwa, należałoby przy ich obliczaniu stosować wzory oparte na doświadczeniach.

KRONIKA TECHNICZNA

I. Kocioł na wysokie ciśnienie firmy Sulzer w Winterthur.

Rozpowszechnianiu się kotłów o wysokiem ciśnieniu przeciwstawiają się raczej bardzo wysoka cena niż trudności techniczne ich budowy. Kotły te z walczakami, lub z ogrzewaniem pośredniem, wymagające większych powierzchni, muszą wypaść drożej od kotłów ogrzewanych bezpośrednio. Fabryki wciąż jeszcze szukają konstrukcji prostej — możliwie taniej.



Rys. 1 Układ zwojów rurek kotła.
A — wlot wody zasilającej.
B — wylot pary przegrzanej.
C, *D*, *E* — powierzchnia ogrzewana przez konwekcję.
F — powierzchnia ogrzewana przez promieniowanie.

Ostatnio wytwórnia Braci Sulzer ukończyła próby nowego kotła o ciśnieniu 90 *atn*, temperaturze pary 400°C i wydajności 20 *t* na godz. Budowa jego oparta jest na systemie kotła Bensona. Kocioł ogrzewany jest bezpośrednio i składa się z jednej rurki długości 2,5 *km*.

Nowy ten kocioł miał już swoich poprzedników, a mianowicie: w Ameryce zbudowany był kocioł z rurki o średnicy 6,35 *mm*, długości 30 *m* i w Szwecji kocioł podobny — jednak wobec trudności ruchowych, jakie powstały już podczas prób, zaniechano tej konstrukcji.

Cząsteczki wytwarzającej się pary usuwane są ze ścianek rurki przez powiększenie szybkości (rurka dużej długości, a małej średnicy). Dzięki temu istnieje tu większa swoboda w dysponowaniu zwojami rurek i formowaniu ich kształtów. Kocioł jest zasilany kondensatem, co przy większej szybkości w rurkach wzmaga jeszcze pewność uniknięcia bezruchu cząsteczek w strefie wytwarzania mieszaniny. Elastyczność ruchowa takiego kotła jest bardzo mała. Dlatego też wprowadzono całkowitą automatyzację ruchu. Przy próbach regulowane były automatycznie tylko temperatura pary i ilość wody zasilającej; dla uproszczenia opalano kocioł olejem, co pozwalało osiągnąć w krótkim czasie duże zmiany w intensywności ognia.

Regulacja odbywa się w następujący sposób. Regulator ciśnienia, nie wskazany na schemacie, utrzymywał ciśnienie stałe przy wyjściu pary z przegrzewacza. Do zasilania służyła pompa tłokowa, której ruch był regulowany automatycznie w zależności od intensywności ognia. Ta regulacja prowadzi jednocześnie regulację temperatury pary i będzie tem czulsza, im zmiany intensywności ognia będą powolniejsze. Przy większych zmianach obciążenia, wobec dużej długości rurki, regulacja taka nie wystarczała. — Zastosowano przeto wtryskiwanie małych ilości wody zasilającej przy wejściu pary do przegrzewacza, osiągając przez to większą czułość regulacji temperatury pary.

Wydajność pompy zasilającej i wody wtryskiwanej są regulowane przeze ten sam organ, a mianowicie przez przekaźnik temperatury 1, znajdujący się u wylotu pary z przegrzewacza. Zmienia on proporcjonalnie do temperatury ciśnienie oliwy w przewodach 2. Ciśnienie to wzmacnia się następnie w rozdzielniku 4, przez działanie sprężyny 5, na ciśnienie w przewodach 6, które, działając na tłoczek rozdzielnika 7, serwomotoru 8, zmienia ilość obrotów, a więc wydajność pompy zasilającej 9. W tym samym czasie to ciśnienie, działając na tłoczek rozdzielnika 10, serwomotoru 11, reguluje wtrysk wody przed przegrzewaczem. Dźwignie 12 i 13 sprowadzają tłoczki rozdzielników do ich pozycyj neutralnych.

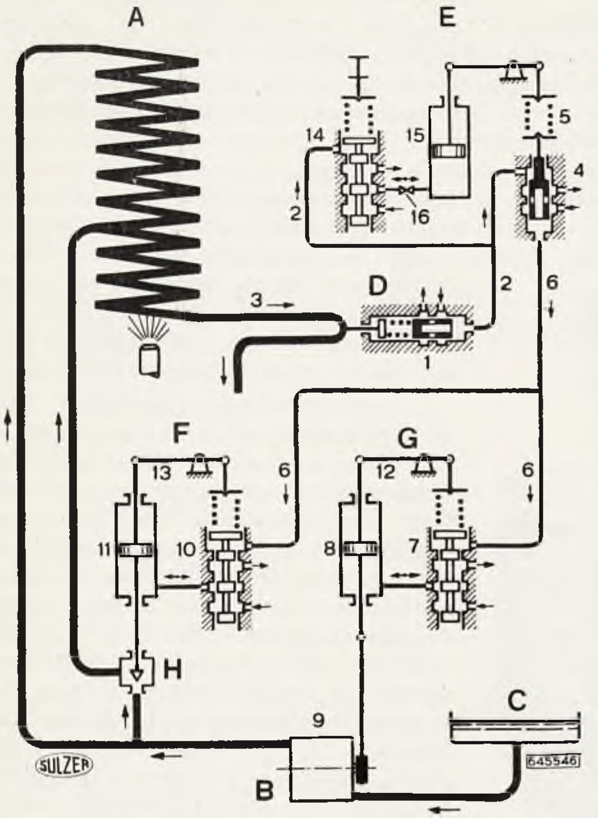
To rozwiązanie dało ścisłą zależność między temperaturą przegrzania i ilością wody zasilającej, jednak okazało się, że przy dużych zmianach obciążenia regulacja nie była w stanie opanować skoków temperatury. Dla pokonania tej trudności dodano regulację izotermiczną, mianowicie tłoczek rozdzielnika 14, który pozostając pod ciśnieniem w przewodach 2, znajduje się w swej pozycji neutralnej tylko wtedy, gdy para ma temperaturę przepisaną. W innym wypadku przez zawór 16 dopływa lub odpływa oliwa z serwomotoru 15. Tłok tego serwomotoru określa natężenie sprężyny 5, a więc i ciśnienie oliwy w przewodach 6; jak długo tłok jest w ruchu, ciśnienie oliwy nie ustali się i trwa zasilanie i wtrysk wody.

Już to rozwiązanie regulacji, jak podaje fabryka, podczas prób dało wyniki bardzo zadawalające. Różne obciążenia kotła otrzymywano przez zmianę szybkości pompy palinowej. Na wykresie oznaczone są ilości spalanego paliwa na godzinę; produkcja pary była więc w przybliżeniu proporcjonalna.

Jak widać z wykresów, podwyższenie ilości paliwa o 50% daje wzrost temperatury około 20°C i w dwadzieścia minut potem temperatura już osiąga swą normalną wielkość. Zmniejszenie dopływu paliwa o 17% dało obniżenie temperatury około 20°C. Ciśnienie podczas tych zmian pozostało praktycznie stałe.

Fabryka otrzymała już dwa zamówienia na kotły tego typu; jeden kocioł dla przemysłu tekstylnego na produkcję normalną 8 *t* na godz. pary, drugi dla instalacji ogrzewania na odległość w Zurychu o wydajności 18 *t* na godz. Ciśnienie w obu wypadkach 100 *atn*. Oba te kotły będą miały całkowicie zautomatyzowaną regulację ruchu.

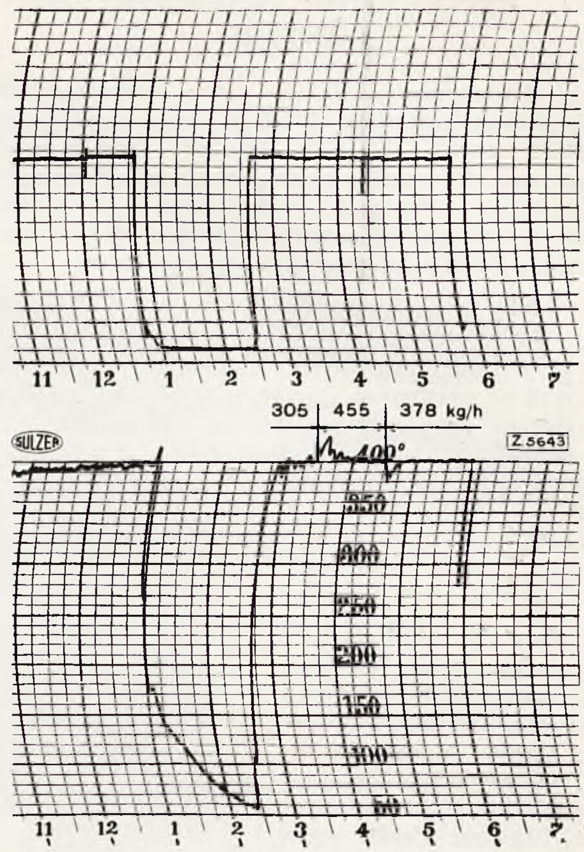
A. W.



Rys. 2

Schemat regulacji temperatury i wody zasilającej podczas prób.

A — kocioł.
B — pompa zasilająca z regulacją obrotów.
C — zbiornik wody zasilającej.
D — przekaźnik temperatury.
E — regulator izotermiczny.
F — „ temperatury.
G — „ wody zasilającej.
H — zawór wtryskowy.



Rys. 3

Zmiany ciśnienia i temperatury podczas prób.

Krzywa górna: zmiany ciśnienia (między godz. 12^{55} a 2^{30} kocioł był zatrzymany).

Krzywa dolna: zmiany temperatury.

Cyfry między wykresami oznaczają zużycie oleju do opalania na godz.

Postępy w elektryfikacji Wielkiej Brytanji[1]).

Produkcja.

Produkcja energji elektrycznej 538 uprawnionych elektrowni publicznych wyniosła w roku 1931 12.812.700.970 *kWh*. Zużycie paliwa stanowiło 9.894.428 *tn* węgla i koksu oraz 32.707 *tn* olejów pędnych.

W stosunku do r. 1930 nastąpił wzrost produkcji o 3,9% (ok. 480 miljonów *kWh*) przy spadku zużycia paliwa o 0,7% (70.821 *tn*).

W ciągu 11 lat (1921 — 1931) produkcja energji wzrosła o 7.645.000 *kWh*, a więc po 695.000 *kWh* przeciętnie rocznie. W stosunku do roku 1920/21 z 1 *tn* węgla wytwarzano w r. 1931 o 84% więcej energji elektrycznej.

Podział elektrowni według ich produkcji rocznej.

Produkcja roczna 1931	Ilość stacyj	w % od 538
do 1.000.000 *kWh*	229	42,6
do 10.000 000 *kWh*	353	65,7
ponad 10.000.000 *kWh*	185	34,3

185 wielkich elektrowni wyprodukowało 12.311.000.000 *kWh* czyli przeszło 96% ogólnej produkcji energji elektrycznej.

[1]) Na podstawie The 12 th Annual Report of the Electricity Commissioners. 1th April 1931 to 31 th March 1932. London 1932. H. M. Stationery Office.

Spożycie energji elektrycznej.

Rok	Spożycie	Wzrost spożycia w stosunku do poprzedniego roku
	w miljonach *kWh*	
1922	3.645,2	—
1923	4 338,9	0,69
1924	4.998,0	0,66
1925	5.515,3	0,52
1926	5.723,7	0,21[1])
1927	6.850,2	1,13
1928	7.603,2	0,75
1929	8.596,6	0,99
1930	9.029,8	0,43
1931	9.386,7	0,36

Spożycie określone zostało przez potrącenie z cyfr produkcji energji:

a) własnego zużycia elektrowni,

b) strat w sieci dosyłowej i rozdzielczej,

c) energji odsprzedanej hurtem innym elektrowniom.

Charakterystyka poszczególnych znajdujących się budowie elektrowni.

a) Battersea Station (London Power Co., Ltd). Początkowa moc zainstalowana 100.000 *kW* w dwóch zespołach po 50.000 *kW*.

b) Barking Station (County of London Electric Supply Co., Ltd.). Planowanie rozszerzenie tej siłowni obejmuje zainstalowanie mocy 150.000 *kW* w dwóch zespołach po 75.000 *kW*.

c) Clarence Dock Station (Liverpool Corporation) Początkowa moc zainstalowana 100.000 *kW* w dwóch zespołach po 50.000 *kW*.

d) Fulham Station (Fulham Borough Council). Planowane rozszeszenie siłowni obejmuje zainstalowanie mocy 318.000 *kW*. Pierwsza serja robót składa się z zainstalowania 132.000 *kW* w dwóch zespołach po 60.000 *kW* i dwóch zespołach po 6.000 *kW*.

c) Ironbridge Station (West Midlands Joint Electricity Authority). Początkowa moc zainstalowana 50.000 *kW* w jednym zespole.

Finansowanie elektryfikacji.

Okres	Zestawienie zmobilizowanych kredytów						
	Ogólna kwota kredytów	Przeznaczenie kredytów					
		Zakup terenów i budowli	Budowa	Urządzenie siłowni	Sieć	Liczniki i aparaty	Inne
	w miljonach funtów angielskich						
od 1.I.1920 do 31.III.31	117,5	2,1	14,9	65,7	75,2	2,6	17,1
w %%	(100)	(1,16)	(8,38)	(37,0)	(42,36)	(1,48)	(9,62)
1931/32	21,0	0,1	1,4	4,6	9,1	0,6	5,1
w %%	(100)	(0,59)	(6,74)	(21,97)	(43,37)	(2,82)	(24,51)
Razem	198,4	2,2	16,3	70,3	84,3	3,2	22,2
w %%	(100)	(1,10)	(8,21)	(35,41)	(42,46)	(1,63)	(11,19)

[1]) Rok strajku węglowego.

Inż. Ig. Gruszczyńsski.

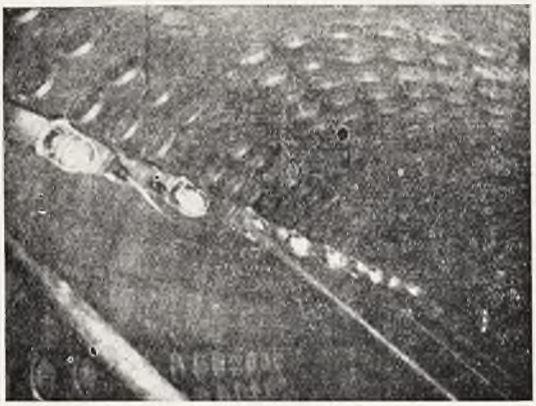
Urządzenie do oświetlenia wnętrza walczaka w czasie remontu[1]).

Przy oczyszczaniu wnętrza walczaków z kamienia kotłowego pewną przeszkodę w pracy powodują przewody do oświetlenia lampami ręcznemi, do napędzania narzędzi pomocniczych oraz wiertarek ręcznych w wypadkach równoczesnego remontu walczaka. Przewody te pozostają dłuższy czas w kotle w zależności od twardości i grubości kamienia kotłowego. Oświetlenie walczaka zapomocą lamp ręcznych również nie jest dostateczne.

W celu usunięcia powyższych braków zastosowano w Siłowni Tow. Akc. „Sächsische Werke" w Hirsch-

[1]) Por. art. w *Die Wärme*, 1933, Nr. 15.

feld z dobrym wynikiem urządzenie, przedstawione na załączonej ilustracji.



Rys. 1

Urządzenie to składa się z szeregu listew drewnianych, złączonych poprzeczkami, w których zostały zamocowane przewody elektryczne z odpowiedniemi gniazdkami dla żarówek oraz wtyczek. Umożliwia to włączenie do sieci w dowolnem miejscu lamp ręcznych, posiłkując się krótkim przewodem. Całość wykonano stosownie do przepisów VDE dla instalacyj oświetleniowych niskiego napięcia. Listwy zostały zamocowane we wnętrzu walczaka zapomocą odpowiednich rozpórek.

Nowy kocioł sekcyjny wysokiego ciśnienia.

W *Przeglądzie Technicznym* z 1933 r., na str. 301/2 podany jest szczegółowy opis opatentowanego przez Polskie Zakłady Babcock-Zieleniewski, S. A. w Sosnowcu kotła sekcyjnego wysokiego ciśnienia. Nowością tej konstrukcji jest ujednostajnienie przekrojów komór i przewodów, po których krąży woda w kotle, wobec czego opory ruchu są wydatnie zmniejszone. W tym celu zarówno komory sekcyjne jak i ich połączenia ze zbiornikiem wody i pary, oraz poziome i wznośne przewody obiegowe wykonane są z rur o jednakowej średnicy. Dzięki tak wymiarowanym połączeniom powstawać mogą strugi krążenia, w których opór przepływu wskutek stałego przekroju rur jest nieznaczny.

Wiadomości Stowarzyszenia.

W czerwcu r. b. powstał „Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce“ założony przez: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie, Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Poznaniu i Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Katowicach, którego statut został zatwierdzony przez Komisarjat Rządu m. st. Warszawy dnia 9 czerwca 1933 roku, Nr. B. S. 11—3—144.

Przegląd wydawnictw

Dr. inż. B. Stefanowski, profesor Politechniki Warszawskiej. CHŁODNICTWO. Warszawa. Nakładem Księgarni Technicznej *Przeglądu Technicznego.* 1932 r. str. 308 + XII, rys. 261, tabl. 35, wykresów (po za tekstem) 4.

Polska posiada już obecnie przeszło 260 instalacyj chłodniczych i jako kraj rolniczy ma wyraźne widoki na dalszy rozwój chłodnictwa. W tych warunkach odczuwać się dawał brak podręcznika, z którego inżynier polski mógłby zapoznać się z całokształtem zagadnień techniki chłodniczej w zakresie uwzględniającym warunki pracy naukowej i technicznej w Polsce.

Do tego celu dąży w „Chłodnictwie“ prof. Stefanowski. Lecz na pracę tę nie mamy prawa zapatrywać się li tylko jako na podręcznik. Jest to dzieło, w którem autor — profesor termodynamiki — łączy swą wiedzę z dziedziny fizyki technicznej z wiedzą inżyniera-mechanika konstruktora, nie gardząc jednocześnie wiadomościami czysto technologicznej natury. Uważam przeto za swój obowiązek sprawozdawczy nie poprzestawać na ogólnem poinformowaniu czytelników o zakresie tych wiadomości teoretycznych i praktycznych, jakie z dzieła prof. Stefanowskiego zaczerpnąć będą mogli. Rozumiem, że w pierwszem wydaniu dzieła naukowego, które obejmuje tak szeroki i różnorodny zakres wiedzy, bezwzględnie nie można było uniknąć pewnych luk i niedomówień, szczególniej w tych wypadkach gdy Autor dążył do nadania swej pracy charakteru podręcznika praktycznego, co zresztą sam Autor w przedmowie do swej pracy zaznacza. Dlatego też pragnąłbym poniżej zwrócić uwagę czytelników na niektóre niedomówienia i braki, szczególniej w zakresie tych zagadnień, nad któremi osobiście wypadło mi pracować. Przypuszczam bowiem, że uwagi moje dopomogą licznym czytelnikom do należytego wyzyskania dzieła prof. Stefanowskiego.

Rozdział I (str. 1—10) poświęcony jest znaczeniu chłodnictwa w gospodarstwie społecznem i w przemyśle oraz omówieniu obecnego stanu chłodnictwa w Polsce. W § 4 znajdujemy dane statystyczne urządzeń chłodniczych oraz mapę rozmieszczenia chłodni na terytorjum Państwa Polskiego.

W rozdziale II-im (str. 11 — 73) podana została termodynamiczna teorja chłodziarek. Rozdział ten odpowiada właściwie rozdz. V-emu „Termodynamiki“ prof. Stefanowskiego w nowym i znacznie rozszerzonym układzie. Oprócz trzech zasadniczych czynników NH_3, CO_2 i SO_2 Autor uwzględnia również CH_3Cl i podaje dla tych czynników szereg tablic i wykresów. Niektóre z wykresów podane zostały jako załączniki, w powiększonej skali, specjalnie dobranej do obliczeń technicznych, a mianowicie wykres $T - S$ dla NH_3, amerykański wykres $i - lnP$ dla NH_3, oraz ukośnokątny wykres Molliera $i—S$ dla CO_2. W rozdziale tym znajdujemy wiele wiadomości pożytecznych nietylko dla inżyniera, który projektuje instalację chłodniczą: rozdziałem tym zainteresować się mogą inżynierowie zarówno mechanicy jak i chemicy, którzy pracują w innych gałęziach przemysłu, a także fizycy i termochemicy. Na wymienionych wyżej wykresach znajdujemy np. izobary w obszarze cieczy niewrzącej (zwa-

nej w technice niesłusznie cieczą „przegrzaną"), krzywe i = const., które wyjaśniają nam odchylenia gazów rzeczywistych od praw gazów doskonałych i t. p. Studjowanie tego rozdziału wymaga jednak dokładnej znajomości zasad termodynamiki technicznej wogóle, a nawet specjalnego zapoznania się z „Termodynamiką" prof. Stefanowskiego.

Zgodnie z metodą dydaktyczną, zastosowaną przez Autora w „Termodynamice" nie numeruje on wzorów i równań. Czytelnik musi zatem samodzielnie poszukiwać tych nici, które logicznie wiążą ze sobą różne zagadnienia termodynamiczne. Nie powtarza również Autor znakowania przyjętego w „Termodynamice".

Wzór Thomsona (podany na str. 71) oznacza pochodną $\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_i$. Dostosowując się do ogólnego poziomu rozdziału, Autor mógłby z łatwością podać wykład matematyczny tego wzoru, z powołaniem się na str. 205 „Termodynamiki". Dla ułatwienia zrozumienia wniosków wynikających z wzoru Thompsona należało równocześnie wyprowadzić lub przynajmniej podać wzór na pochodną $\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s$.

Wprowadzając nowy termin grecki na określenie potencjału i „entalpja", należało znaczenie tego terminu bliżej objaśnić, tembardziej, że nie znalazł on jeszcze powszechnego zastosowania zagranicą. Termin ten prawdopodobnie położy kres różnorodnej terminologji polskiej (cieplik całkowity, zawartość lub wartość cieplna i t. p.).

Druga połowa rozdziału II-go (§ 11 i nast.) poświęcona została zastosowaniu termodynamiki do zagadnień chłodniczych. Przedewszystkiem więc Autor podaje sposób obliczenia wielkości charakterystycznych chłodziarek oraz tablice skutku użytecznego (VI — IX) instalacyj pracujących różnemi czynnikami zależnie od zmiennych warunków pracy. Trzy paragrafy Autor poświęca wyłącznie sprężarkom, omawia przyczyny zmniejszające skutek cieplny chłodziarek, podaje bilans cieplny tych instalacyj, wreszcie przeprowadza ostateczne porównanie warunków pracy różnych czynników w chłodziarkach. Na końcu rozdziału znajdujemy opis chłodziarek parowych i absorbcyjnych, oraz któtki zarys otrzymywania temperatur najniższych t. j. poniżej — 100°C. Ten ostatni paragraf (§ 22) traktuje o otrzymywaniu skroplonego powietrza technicznemi metodami Claude'a i Linde'go oraz o skraplaniu gazów metodą wieloczynnikową.

Sądzę, że w zakończeniu rozdziału II-go można byłoby podać również wykres entropowy R. Plank'a dla CO_2, uwzględniający fazę stałą tego czynnika, gdyż jest to nowość w nauce, która rozszerza horyzonty termodynamiki technicznej. Na wykresie takim Autor mógłby z łatwością objaśnić zasadę otrzymywania „suchego lodu" (podaną w § 62, rozdz. IV).

Na rozdziale II-im kończy się właściwie ściśle teoretyczna część omawianego dzieła, poświęcona specjalnie fizyce chłodnictwa. Inne teoretyczne wiadomości, związane z tą dziedziną wiedzy technicznej porozrzucane zostały w odpowiednich miejscach rozdziałów następnych, w których Autor wyłożył technologię przemysłu chłodniczego.

Rozdział III-ci traktuje o konstrukcji elementów chłodniczych, a mianowicie o konstrukcji sprężarek, skraplaczy i parowników, o przewodach i zaworach, o chłodziarkach szafkowych. Sprawie ochrony tych instalacyj od strat zimna poświęcony został specjalnie rozdział VIII. W § 33 (r. III omówione zostały własności fizyczne solanek ($Na\,Cl$, $Ca\,Cl_2$, $Mg\,Cl_2$ i reinhartyny). W rozdz. IV-tym znajdujemy schematy i niektóre szczegóły instalacyj do chłodzenia powietrza i gazów oraz do wyrobu lodu, w § 62 omówione zostały zasady wyrobu suchego lodu, a w rozdz. V-tym (§ 63 i 64) Autor podaje szczegółowe schematy krążenia czynnika chłodzącego. Wreszcie w rozdz. VII-ym omawia on zastosowanie chłodnictwa w różnych gałęziach techniki i przemysłu, a więc przedewszystkiem w przemyśle spożywczym. Znajdujemy więc w tym rozdziale (§ § 69 — 80) opisy szczegółowe chłodni do przechowywania, marynowania i mrożenia mięsa, do chłodzenia i mrożenia ryb, zastosowanie chłodnictwa w mleczarstwie i jajczarstwie, w piwowarstwie i w fabrykach czekolady. Wreszcie Autor opisuje zastosowanie chłodnictwa do transportu łatwo psujących się produktów, do przechowywania zwłok i do budowy sztucznych ślizgawek. W rozdziale tym znajdujemy plany chłodni przy rzeźniach miejskich we Lwowie i w Lublinie (rys. 206 i 207), plan chłodni portowej w Gdyni (rys. 219), fotografję chłodni przy halach targowych we Frankfurcie n/M (rys. 221), fotografję wewnętrznego urządzenia trupiarni (rys. 227) i t. p.

Rozdział VI (§ § 65 — 68) poświęcony został zasadniczym obliczeniom chłodniczym, a mianowicie obliczaniu ilości kaloryj usuwanych z chłodni, a następnie obliczaniu głównych wymiarów chłodziarki; bliższe wskazówki co do obliczeń szczegółowych podane zostały w rozdziale VII o którym już była mowa.

W rozdziałach III — VIII czytelnik znajduje wyjątkowe bogactwo różnorodnego materjału teoretycznego i praktycznego, którego z wielkim wysiłkiem poszukiwać by musiał w obszernej literaturze zagranicznej. Wczytując się głębiej w technologiczną część „Chłodnictwa" widzimy, że przewodnią myślą Autora było wyjaśnienie tych fizycznych lub technologicznych warunków, którym racjonalna konstrukcja odpowiadać powinna i tylko dzięki g ł ę b o k i e m u o p a n o w a n i u tego obszernego materjału zebranego z obcej literatury i dzięki praktycznej znajomości chłodnictwa Autor mógł zespolić ten materjał w jedną logiczną całość.

Oto kilka przykładów. Opisując sprężarki do SO_2, Autor przedewszystkiem wyjaśnia, że ze względu na własności chemiczne tego czynnika sprężanie odbywać się powinno w niskich temperaturach i w obszarze pary przegrzanej. Spełnienie tego ostatniego warunku redukuje do minimum wpływ przestrzeni szkodliwej na sprawność sprężarki, lecz równocześnie zmusza konstruktora do chłodzenia cylindra wodą, jak to pokazano na rys. 85. Następnie wyjaśnia Autor potrzebę chłodzenia wodą dławnicy i tłoczyska (rys. 86 — 88) i opisuje uszczelnienie dławnicy (rys. 87). Na rys. 89 znajdujemy fotografję lekkich klap z blachy stalowej, które Autor zaleca zamiast zaworów, gdyż daje to możność powiększenia liczby obrotów sprężarki.

W § 30 omawiając konstrukcję skraplaczy, Autor przedewszystkiem przypomina termodynamiczne warunki chłodzenia i skraplania czynników. Następnie omawia on wpływ warunków przepływu wody i czynnika na sprawność powierzchni chłodzącej, oraz konieczność usuwania osadów powstających z wody na wymienionej powierzchni. Doprowadza to Autora do stopniowego odrzucania szeregu konstrukcyj mniej racjonalnych (np. konstrukcji z rurkami pionowemi lub z mieszadłami) oraz do wniosku, że racjonalny skraplacz składać się powinien z kilku zwojów wężownic, przez które przepływa czynnik, zanurzonych w pierścieniu cylindrycznym wypełnionym prądem wody (rys. 95). Następnie Autor podaje kilka liczb z praktyki, ułatwiających obliczanie powierzchni wężownic oraz wymiary wężownic dla różnych czynników, wreszcie przechodzi do konstrukcji połączenia wężownic (pracujących równolegle) zapomocą wspólnych zbiorników (nazwanych przez Autora „rozdzielaczami") (rys. 96). W podobny sposób Autor opisuje skraplacze dwuścienne (rys. 97 — 98), wreszcie sporo miejsca poświęca on teorji, schematom i konstrukcji skraplaczy ociekowych (str. 103 — 111). Jak już wyżej wspomniałem, w przedmowie do „Chłodnictwa" sam Autor zwraca uwagę na trudność bezpośredniego powiązania teorji z wiadomościami czysto praktycznemi. Czytając omówiony powyżej nadzwyczaj bogaty w treść § 30 dochodzę do wniosku, że szereg cennych myśli wyłożył Autor zbyt zwięźle,

by je odrazu bez głębszego rozważania uchwycić było można.

Z tego pobieżnego sprawozdania o treści „Chłodnictwa" czytelnik widzi, że dzieło to stanowi poważny dorobek naszej literatury technicznej. Niestety, dążąc do podania wyczerpujących wiadomości praktycznych i do teoretycznego ich uzasadnienia w ujęciu zwięzłem, Autor zbyt mało nieraz zwracał uwagi na styl wykładu. Sporo materjału do takiej krytyki dostarczyć nam może „Chłodnictwo". Oto kilka przykładów.

Wiemy np., że przyimek „przy" oznacza miejsce. Dlatego też fizycy i chemicy polscy oddawna piszą „w temperaturze" lub „pod ciśnieniem". Wzorując się na niemieckiem „bei" stosujemy przyimek „przy" często wtedy, gdy zabrakło nam słów do określenia okoliczności, w jakich zachodzi badane zjawisko. W „Chłodnictwie" przyimek „przy" stosowany bywa stale bez słusznego powodu i w najrozmaitszem znaczeniu. Autor pisze „przy potrzebie" (zamiast „wskutek . .", „przy właściwym doborze" (zamiast „przez . .") i t. p.

Bardzo często znajdujemy również wypadki niewłaściwego stosowania czasownika „jest") np. „gdy jest brak wody").

Niejednokrotnie zauważyć się wreszcie daje niewłaściwy porządek wyrazów w zdaniu jak np. „z parownika zasysa sprężarka parę", „wypadają średnice cylindra" i t. p. Tego rodzaju układ podmiotu w zdaniu stanowi regułę składni niemieckiej, a w dawnym języku polskim stosowany był wtedy, gdy Autor pragnął podkreślić orzeczenie.

Tego rodzaju przykładów możnaby wskazać znacznie więcej. Zaznaczam przytem, że nie czynię specjalnie Sz. Autorowi zarzutu, że „Chłodnictwo" zostało napisane jakimś zmienionym nowym językiem, który wedle mego głębokiego przekonania nie zgadza się z duchem dawnego języka polskiego. Ten nowy język polski spotykamy bardzo często nietylko w piśmiennictwie technicznem, lecz i w języku urzędowym, a nawet w dziennikarstwie.

W sprawozdaniu niniejszem pragnę zaznaczyć, że mój krytyczny stosunek do „Chłodnictwa" w gruncie rzeczy sprowadza się jedynie do trzech punktów ogólnej natury, które przedewszystkiem uważam za tematy do dyskusji.

Po pierwsze jestem zwolennikiem innej metody dydaktycznej niż prof. Stefanowski. Jestem zwolennikiem metody stosowanej w Termodynamice Technicznej Schüle'go. Jestem przekonany, że nie każdy czytelnik poważnego dzieła (a więc i inżynier, który pracuje w przemyśle) ma możność odrazu opanować należycie bieg myśli Autora, a więc należy mu pracę tę ułatwić, powołując się w naukowym wykładzie na numerację tablic, równań i tekst paragrafów poprzednio podanych. Idę nawet w tym kierunku dalej i przypuszczam, że należałoby powoływać się na podręczniki nauk zasadniczych, z których czytelnik mógłby korzystać, chcąc pogłębić omawianą wiedzę specjalną.

Po drugie twierdzę, że czytelnicy dzieł technicznych odczuwać powinni, iż terminologja, jaką autorzy stosują, nie jest rezultatem przygodnej umowy, lecz wynika z istoty tych zjawisk, które nazwane zostały jednym krótkim terminem jak np. „skraplacz ociekowy, aparat dystylacyjny, praca techniczna, sprężarka" i t. p. Powiedzieć tego jednak nie można o „przejmowaniu", „przenikaniu" i „wymianie ciepła".

Po trzecie jestem kategorycznym przeciwnikiem tej ewolucji języka polskiego w piśmiennictwie technicznem, jaką scharakteryzowałem pod wrażeniem krótkich studjów nad językiem „Chłodnictwa".

Wreszcie do tych trzecch uwag natury ogólnej dodać mogę jeszcze czwartą. Autor bardzo często zapomina podawać te źródła, z których korzystał bezpośrednio w danem miejscu tekstu (a czasami podaje jedynie rocznik czasopisma bez wskazania numeru lub strony). Utrudni to należyte wyzyskanie „Chłodnictwa" wtedy, gdy czytelnik będzie chciał pogłębić wiedzę w tem dziele zdobytą lub dalej rozwijać myśli Autora.

Natomiat uważam za swój najwyższy obowiązek zaznaczyć, że bardzo wysoko cenię treść „Chłodnictwa" i trudy Sz. Autora nad zebraniem z teorji, praktyki osobistej i z literatury obcej tak bogatego materjału, który charakteryzuje całokształt zagadnień tej nowej dziedziny techniki.

Autor ujął te zagadnienia bardzo szeroko, dlatego też — jak to starałem się wyżej umotywować — w dziele tem znajdą wiele pożytecznych wiadomości nietylko inżynierowie i technicy, którzy bezpośrednio stykają się z chłodnictwem, lecz również wszyscy czytelnicy dzieł technicznych, którzy interesują się termodynamiką i budową takich aparatów, które nazywać by można fizyczno-technicznemi (a więc takich aparatów, z jakich korzysta przemysł chemiczny).

Jestem przekonany, że dzieło to powoła do życia w polskiej nauce i literaturze technicznej nową szkołę uczniów i naśladowców, którzy rozwijać będą pracę i myśli prof. Stefanowskiego[1]).

---

[1]) Inne uwagi w sprawie treści „Chłodnictwa" czytelnik znajdzie w ocenie tego dzieła podanej przez prof. R. Witkiewicza w zeszycie 9 *Przeglądu Technicznego* z bież. roku.

Prof. Czesław Grabowski.
